

Выводы

1. Показано, что влияние начальных неправильностей на НДС оболочки котла при нагружении внутренним давлением существенно. Поэтому при изготовлении и ремонте котлов следует избегать этих неровностей.

2. Построены конечно – элементные модели котлов цистерн, которые учитывают начальные несовершенства. Проверена их адекватность путем сравнения результатов с расчетными и экспериментальными значениями напряжений.

3. При оценке НДС котла цистерны необходимо учитывать начальные несовершенства в местах концентрации напряжений – опорная зона, зона люка – лаза и сливного прибора.

Список литературы: 1. *Архипов А. В., Смольянинов А. В. Напряженно – деформированного состояния котла цистерны с учетом его геометрических несовершенств // Транспорт Урала. 2006. - №3. – с. 41 – 47.* 2. *Архипов А. В. Анализ напряженно – деформированного состояния котла цистерны, имеющего геометрические несовершенства. Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.22.07/ УрГУПС. – Екатеринбург. – 17 с.* 3. *Павлюченков М.В. Комп'ютерна модель вагона - цистерны // Рухомий склад залізниць та господарство: 36. наук. пр./ Укр. держ. залізнич. трансп. - Харків, 2008. - Вип. 86. - с. 111-117.* 4. *Архипов А. В., Смольянинов А. В. Концентрация напряжений в зоне геометрических отклонений формы котла цистерны // Транспорт Урала. 2007. - №1. – с. 53 – 64.* 5. *Ризванов Р. Г., Зайнуллин Р. С., Вахитов А. Г. Оценка напряженного состояния цилиндрических корпусов аппаратов и труб с угловатостью в продольном шве // Заводская лаборатория. – 1997. - №5. – с. 39 – 41.* 6. *Попкович П. Ф. Труды по строительной механике корабля: в 2 – х т. – т. 2: изгиб криволинейных рам и перекрытий. – Л.: Судостроение, 1962. – 340 с.* 7. *Справочник по судостроению/ Под ред. А. А. Уманского – Л.: Судостроение, 1954. – 480 с.* 8. *Котуранов В. Н. О напряженном состоянии котла цистерны // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Транспорт. – 1966. – вып. 1. – с. 34 – 37.*

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621: 517

В.С. ГАПОНОВ, докт. техн. наук, проф.;

Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ», г. Харьков

ФИЛЬТРУЮЩИЕ СВОЙСТВА РЕДУКТОРНО-ПЛАНЕТАРНОЙ МУФТЫ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ЖЕСТКОСТИ В РЕЖИМАХ БЛИЗКИХ К РЕЗОНАНСНЫМ

Рассматривается редукторно-планетарная муфта (РПМ) встроенная в механическую крутильную систему в качестве виброзащитного устройства, которое является механическим фильтром для составляющей заданной частоты установившегося в системе динамического процесса.

Розглядається редукторно-планетарна муфта (РПМ) убудована в механічну крутильну систему в якості віброзахисного пристрою, що є механічним фільтром для складової заданої частоти сталого в системі динамічного процесу

Вопросы динамики РПМ можно рассматривать с помощью аналитических методов: малого параметра, гармонической линеаризации, разделение

установившегося процесса по частотам на несколько составляющих. Использование этих методов предполагает, что устанавливаются процессы одночастотные или с сильно разнесенными частотами. Работа виброзащитного устройства предполагает и достаточно близкие частоты. В статье используется метод линеаризации нелинейности для двухчастотных процессов, при котором рассмотрение системы сводится к задаче исследования двух линейных систем для каждой из составляющей, связанных между собой.

Рассмотрим колебания редукторно-планетарной муфты (РПМ) [1], гармоническая линеаризация упругой характеристики которой проведена с помощью представления ее в виде эллиптического параболоида [2]. Линеаризованная гармоническая часть системы уравнений движения РПМ имеет вид

$$\begin{aligned}\pi_{11}\varphi_g'' + \pi_{12}\varphi_u'' + c_{zg}\varphi_g + c_{zu}\varphi_u &= A_{11}\sin\omega_s t + A_{12}\sin\omega_p t; \\ \pi_2\varphi_g'' + \pi_{22}\varphi_u'' + \pi_{32}\varphi_g'' + \pi_{32}\varphi_u &= A_{21}\sin\omega_s t + A_{22}\sin\omega_p t,\end{aligned}\quad (1)$$

где φ_g , φ_u - обобщенные координаты системы [1] в осях, параллельных осям симметрии эллиптического параболоида; π_{11} , π_{12} , π_{21} , π_{22} , π_{31} , π_{32} - коэффициенты, представляющие инерционные и упругие свойства РПМ; c_{zg} , c_{zu} - коэффициенты гармонической линеаризации функции упругого момента. Считая, что система совершает колебательные движения около положения устойчивого равновесия, частные решения однородной системы представляем в виде $\varphi_g = A_g \sin kt$, $\varphi_u = A_u \sin kt$.

Введя обозначение $\mu = A_u / A_g$, получим уравнения относительно собственных форм

$$(c_{zg} - \pi_{11}k^2) + \mu \cdot (c_{zu} - \pi_{12}k^2) = 0; \quad (\pi_{31} - \pi_{21}k^2) + \mu \cdot (\pi_{32} - \pi_{22}k^2) = 0, \quad (2)$$

$$\text{и частотное уравнение} \quad k^4 + \frac{\pi_{31}\pi_{12} + \pi_{21}c_{zu} - \pi_{22}c_{zg} - \pi_{11}\pi_{32}}{\pi_{11}\pi_{22} - \pi_{12}\pi_{21}} = 0. \quad (3)$$

Коэффициенты распределения μ_1, μ_2 соответствующие главным колебаниям системы с частотами k_1, k_2 , характеризует фильтрующие свойства РПМ в режимах, близких к резонансным. Отметим, что

$$\mu_1 = \frac{c_{zg} - \pi_{11}k_1^2}{\pi_{12}k_1^2 - c_{zu}} = \frac{\pi_{31} - \pi_{21}k_1^2}{\pi_{22}k_1^2 - \pi_{32}}; \quad \mu_2 = \frac{c_{zg} - \pi_{11}k_2^2}{\pi_{12}k_2^2 - c_{zu}} = \frac{\pi_{31} - \pi_{21}k_2^2}{\pi_{22}k_2^2 - \pi_{32}}. \quad (4)$$

Рассмотрим вынужденные колебания. Принимая решение системы (1) в виде

$$\varphi_g = a_{11}\cos\omega_s t + a_{12}\cos\omega_p t; \quad \varphi_u = a_{21}\cos\omega_s t + a_{22}\cos\omega_p t,$$

$$\text{находим} \quad a_{11} = \frac{D_{s1}}{D_s}; \quad a_{12} = \frac{D_{p1}}{D_p}; \quad a_{21} = \frac{D_{s2}}{D_s}; \quad a_{22} = \frac{D_{p2}}{D_p};$$

$$D_s = (c_{zg} - \pi_{11}\omega_s^2)(\pi_{32} - \pi_{22}\omega_s^2) - (c_{zu} - \pi_{12}\omega_s^2)(\pi_{31} - \pi_{21}\omega_s^2);$$

$$D_p = (c_{zg} - \pi_{11}\omega_p^2)(\pi_{32} - \pi_{22}\omega_p^2) - (c_{zu} - \pi_{12}\omega_p^2)(\pi_{31} - \pi_{21}\omega_p^2);$$

$$\begin{aligned}
D_{s1} &= A_{11} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_s^2) - A_{21} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_s^2); \\
D_{s2} &= A_{21} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_s^2) - A_{11} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_s^2); \\
D_{p1} &= A_{12} (\pi_{32} - \pi_{22} \omega_p^2) - A_{22} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_p^2); \\
D_{p2} &= A_{22} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_p^2) - A_{12} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_p^2).
\end{aligned}$$

Основное назначение РПМ — выполнение виброзащитных функций, одним из параметров которых является ослабление по одной из составляющих установившегося динамического отклика системы $\mu_p = A_u / A_g$, где A_u, A_g - амплитудное значение составляющих динамического отклика системы по координатам φ_u, φ_g соответственно.

Пусть решение системы имеет вид $\varphi_g = A_g \cos \omega_p t$, $\varphi_u = A_u \cos \omega_p t$.

Тогда
$$\mu_p = \frac{\pi_{03} (c_{\varepsilon g} - \pi_{11} \omega_p^2) + \pi_{01} \omega_p^2}{\pi_{01} (\pi_{31} - \pi_{21} \omega_p^2) - \pi_{03} (c_{\varepsilon u} - \pi_{12} \omega_p^2)}.$$

Зная параметры внешнего возмущения, определением границы значений коэффициентов гармонической линеаризации. позволит дать нижнюю и верхнюю оценки для ослабления по одной из составляющих установившегося динамического отклика крутильной механической системы, содержащей РПМ.

Список литературы: 1. А. с. 746138 (СССР). Упругая муфта / В. С. Гапонов.—Опубл. в Б. И., 1980, № 25, с. 173. 2. Гапонов В. С. Математическая модель редукторно-планетарной муфты (РПМ) с управляемым изменением жесткости.— Теория механизмов и машин, 1985, вып. 39, с. 90—96.

Поступила в редколлегию 14.08.2010

УДК 621.822.8.001.24

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук., НТУ «ХПИ», г. Харьков

О ВЛИЯНИИ ВЕЛИЧИНЫ ЗОНЫ НАГРУЖЕНИЯ РОЛИКО-ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА РАБОТУ СЕПАРАТОРОВ

У статті досліджується вплив величини зони навантаження роликопідшипників важких режимів експлуатації на роботу сепараторів шляхом аналізу механізму передачі руху від тіл кочення до сепаратора і силової взаємодії сепараторів, що мають різне число гнізд, з базуючим кільцем підшипника. Показано, що на сепаратор діють сили роликів навантаженої і ненавантаженої зони підшипника

In the article influence of size of area of loading of the heavy modes of exploitation is probed on work of separators by the analysis of mechanism of passing to motion from the bodies of separator and power cooperation of separators which have a different number of nests, with the basing ring of bearing. It is shown that on separator forces of rollers of the loaded and unloaded area of bearing operate.